

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **09287653 A**

(43) Date of publication of application: **04.11.97**

(51) Int. Cl.

**F16H 61/06**

**// F16H 59:24**

**F16H 59:40**

**F16H 59:42**

**F16H 59:54**

**F16H 59:58**

**F16H 59:68**

(21) Application number: **08122785**

(22) Date of filing: **22.04.96**

(71) Applicant: **NISSAN MOTOR CO LTD**

(72) Inventor: **NISHIO MOTOHARU  
TAKEDA KAZUHIRO**

**(54) GEAR SHIFT CONTROLLER FOR AUTOMATIC  
TRANSMISSION**

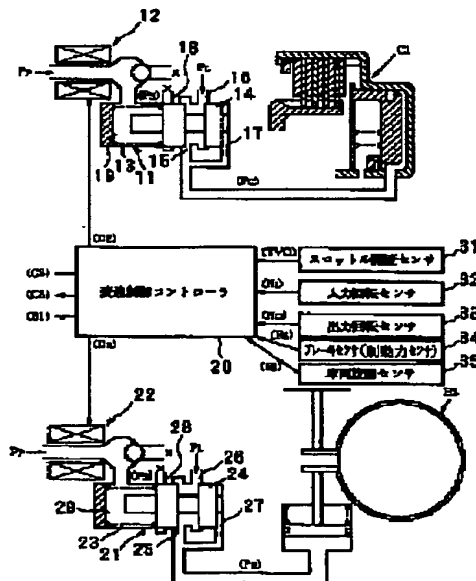
**(57) Abstract**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To conduct smooth gear shift without feeling a shift shock by prohibiting learning correction when generation of vehicle turning or braking force is detected between a learning correction section used for correction of the initial hydraulic pressure.

**SOLUTION:** The signals from a vehicle turning sensor 35 which detects the respective signals from a throttle opening sensor 31, an input rotational sensor 32, an output rotational sensor 33, and a brake sensor 34 and the operation of a differential gear are inputted into a gear shift controller 20. In speed change control, the learning control of clutch fastening force generating critical pressure is conducted only when a throttle opening changes within a preset opening range during pre-charging, and the detection of vehicle turning angle and braking force is conducted by the sensors 34, 35. It is discriminated if the vehicle turning angle and braking force are equivalent to or lower than a preset value, and is higher than the preset value, the correction control of critical pressure is prohibited. It is thus possible to avoid erroneous learning, learn

the initial hydraulic pressure with high accuracy for smooth transmission control.

COPYRIGHT: (C)1997,JPO



(11)特許出願公開番号

特開平9-287653

(43)公開日 平成9年(1997)11月4日

(51) Int.Cl.<sup>8</sup>

識別記号

片内整理番号

FI

### 技術表示箇所

F 1 6 H 61/06

F 1 6 H 61/06

// F 1 6 H 59: 24

59: 40

59: 42

59: 54

審査請求 未請求 請求項の数 1 FD (全 10 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平8-122785

(22)出願日 平成8年(1996)4月22日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 西尾 元治

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

(72)発明者 竹田 和広

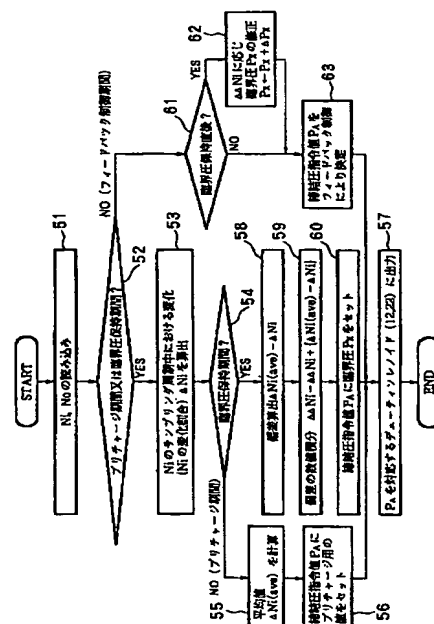
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

(54) 【発明の名称】 自動変速機の変速制御装置

(57)【要約】

【課題】 初期油圧の補正に用いる学習補正区間に、車両の旋回やブレーキによる制動力の発生が検出されたときに、上記学習補正を禁止することにより、変速ショックを感じない非常に滑らかな変速を得ることができる自動変速機の変速制御装置を提供する。

【解決手段】 自動変速機の変速制御装置において、ブレーキ制動力発生が検出されるか、或は、車両の旋回が検出されたときに、初期油圧を補正する制御手段による初期油圧補正制御が禁止されるように構成した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ブレーキ制動力発生検出手段と、車両旋回度検出手段と、入力軸回転数検出手段と、変速指令開始検出手段と、スロットル開度検出手段と、出力軸回転数検出手段と、検出された入力軸回転数と出力軸回転数により算出されるギヤ比と予め設定された目標ギヤ比との偏差に対してアクチュエータ制御操作量をフィードバック制御する変速制御手段と、変速制御開始から設定時間の間まで擬似的に高圧を指令するブリチャージ制御手段と、前記ブリチャージ制御終了時から前記フィードバック制御開始までの間に締結力発生臨界圧となるようにアクチュエータを制御するリターンズプリング相当圧制御手段と、ブリチャージ制御中に算出された平均入力軸回転変化率とリターンズプリング相当圧制御中に算出された実入力軸回転変化率及び前記平均入力軸回転変化率との偏差により前記フィードバック制御開始時の初期油圧を補正する制御手段と、を備えた自動変速機の変速制御装置において、上記ブレーキ制動力発生が検出されるか、或は、車両の旋回が検出されたときに、上記初期油圧を補正する制御手段による初期油圧補正制御が禁止されるように構成されていることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、非常に滑らかな変速制御を得ることができる自動変速機の変速制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来の自動変速機における電子制御油圧制御装置としては、例えば、特開平5-332440号公報に示すようなものが知られている。

【0003】この従来の電子制御油圧制御装置では、フィードバック制御開始時の摩擦要素初期油圧を、入力軸回転変化率が目標入力軸回転変化率となるようなフィードバック制御を行っている。

【0004】しかしながら、このような摩擦要素初期油圧を、フィードバック制御している間の入力軸回転変化率に基いてフィードバック制御開始時の摩擦要素初期油圧を修正する従来の方式では、当該フィードバック制御中に入力回転が不安定になることから、上記修正制御が不正確になり、フィードバック制御開始の摩擦要素初期油圧が高くなりすぎたり低くなりすぎることが多く、いずれの場合にも大きな変速ショックが免れない、という問題を有していた。

【0005】ところで、このような自動変速機における電子制御油圧制御装置においては、流体作動式摩擦要素のロスストローク中は変速機入力回転が比較的安定しており、これを基準に臨界圧保持中における変速機入力回転の変化をモニタすれば、臨界圧の適否を正確に判断することができる、との観点から、この着想を具体化して

上記の問題点を解消する技術を、本出願人は既に提案している（特願平7-144707号）。

## 【0006】

【従来技術の課題】しかしながら、本出願人が先に提案済みの制御技術にあっても、例えば、車両の旋回角が大きいときやブレーキが作動したときに、変速機の入力回転に変化が発生するため、ブリチャージ中および臨界圧保持中に生ずる入力側回転数の変化に呼応して、臨界圧の不要な修正が行われるため、臨界圧が不正確となる、という未解決の課題を有していた。

【0007】この発明は、かかる現状に鑑み創案されたものであって、その目的とするところは、上記初期油圧（リターンズプリング相当圧ともいう。以下、同じ。）の補正に用いる学習補正区間に、車両の旋回やブレーキによる制動力の発生が検出されたときに、上記学習補正を禁止することにより、変速ショックを感じない非常に滑らかな変速を得ることができる自動変速機の変速制御装置を提供しようとするものである。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、この発明にあっては、ブレーキ制動力発生検出手段と、車両旋回度検出手段と、入力軸回転数検出手段と、変速指令開始検出手段と、スロットル開度検出手段と、出力軸回転数検出手段と、検出された入力軸回転数と出力軸回転数により算出されるギヤ比と予め設定された目標ギヤ比との偏差に対してアクチュエータ制御操作量をフィードバック制御する変速制御手段と、変速制御開始から設定時間の間まで擬似的に高圧を指令するブリチャージ制御手段と、前記ブリチャージ制御終了時から前記フィードバック制御開始までの間に締結力発生臨界圧となるようにアクチュエータを制御するリターンズプリング相当圧制御手段と、ブリチャージ制御中に算出された平均入力軸回転変化率とリターンズプリング相当圧制御中に算出された実入力軸回転変化率及び前記平均入力軸回転変化率との偏差により前記フィードバック制御開始時の初期油圧を補正する制御手段と、を備えた自動変速機の変速制御装置を技術的前提とし、上記ブレーキ制動力発生が検出されるか、或は、車両の旋回が検出されたときに、上記初期油圧を補正する制御手段による初期油圧補正制御が禁止されるように構成されていることを特徴とするものである。

## 【0009】

【発明の実施の形態】以下、添付図面に示す実施の一形態例に基づきこの発明を詳細に説明する。

【0010】図1乃至図11は、この発明の一形態例を示しており、図1は、本変速制御装置の全体構成を示すブロック図であり、図2は、本形態例の締結制御装置を備えた自動変速機の動力伝達列からなる変速歯車機構を示している。

【0011】図2に示す変速歯車機構の伝達列は、トル

クコンバータT/Cを介しエンジンENGのクランクシャフトC/Sから回転動力を伝達される入力軸I/Sと、該入力軸I/Sと同軸に配置された出力軸O/Sと、これらの入出力軸上に同軸に設けた第1遊星歯車組G1及び第2遊星歯車組G2と、後記する各種流体式摩擦要素と、で構成されている。

【0012】尚、上記トルクコンバータT/CはロックアップクラッチL/Cを有し、トルクコンバータT/Cに作動流体を通過させるときに、この作動流体がアブライ室APからリリース室REへと通過してロックアップクラッチL/Cが締結され、上記トルクコンバータT/Cの入出力要素間が直結されたロックアップ状態となる。一方、上記作動流体を逆向きに通過させるとき、ロックアップクラッチL/Cが解放されて上記トルクコンバータT/Cの入出力要素間の直結が解かれたコンバータ状態となるように構成されている。

【0013】また、上記第1遊星歯車組G1は、サンギヤS1と、リングギヤR1と、これらに噛合するピニオンP1と、このピニオンP1を回転自在に支持するピニオンキャリアPC1と、からなる単純遊星歯車組で構成されているとともに、上記第2遊星歯車組G2も、サンギヤS2と、リングギヤR2と、これらに噛合するピニオンP2と、このピニオンP2を回転自在に支持するピニオンキャリアPC2と、からなる単純遊星歯車組で構成されている。

【0014】次に、変速制御を司る各種流体作動式摩擦要素である第1乃至第3クラッチC1、C2、C3及び\*

\*第1ブレーキB1、第2ブレーキB2と、ワンウェイクラッチOWCと、を説明する。

【0015】キャリアPC1は、上記第2クラッチC2を介して入力軸I/Sに適宜結合可能であり、サンギヤS1は、上記第2ブレーキB2により適宜固定可能であり、また、第1クラッチC1により入力軸I/Sに適宜固定可能であると共に、ワンウェイクラッチOWCを介して逆転（エンジンと逆方向の回転）を阻止するように構成されている。

10 【0016】リングギヤR1は、上記キャリアPC2に一体結合されて出力軸O/Sに駆動可能に結合され、サンギヤS2を入力軸I/Sに結着している。また、リングギヤR2は、上記第3クラッチC3を介して適宜キャリアPC1に結合可能に構成されている。

【0017】第1乃至第3クラッチC1、C2、C3と、第1及び第2ブレーキB1、B2は、夫々油圧の供給により作動されて前記結合及び固定を行うものであるが、図2の動力伝達列は、第1乃至第3クラッチC1、C2、C3と第1及び第2ブレーキB1、B2を、表1に示すように、種々の組み合わせで作動（○印で示す）させることにより、ワンウェイクラッチOWCの適宜作動（係合）と相俟って、遊星歯車組G1、G2を構成する要素の回転状態を変え、これにより入力軸I/Sの回転速度に対する出力軸O/Sの回転速度比を変えて、前進4速・後退1速の変速段を得ることができる。

【0018】

【表1】

摩擦要素 変速段		C 1	C 2	C 3	B 1 (OWC)	B 2
前 進	1速	×	×	○	○	×
	2速	×	×	○	×	○
	3速	×	○	○	×	×
	4速	×	○	×	×	○
後 退		○	×	×	○	×

【0019】尚、第1速で第1ブレーキB1を作動させるのは、当該第1速でエンジンプレーキが必要な場合で、第1ブレーキB1を作動させない場合は、ワンウェイクラッチが反力受けとなって第1速を実現するが、エンジンプレーキはワンウェイクラッチOWCの空転により不能である。

【0020】表1に示す第1乃至第3クラッチC1、C2、C3の作動、非作動とを実行して、所定の変速段を選択する変速制御装置が図3に示されており、個々の摩擦要素の作動圧を個別に、かつ、直接的に制御して当該変速を行うものとする。但し、図3では、説明の都合上、第1クラッチC1及び第2ブレーキB2の作動圧制

御系のみを明示し、他の摩擦要素に係る作動圧制御系については、第1クラッチC1及び第2ブレーキB2と同様であるため、その詳細な説明を省略した。

40 【0021】第1クラッチC1の作動圧Pcを制御して、その締結制御を司る装置は減圧弁11とデューティソレノイド12とで構成されている。

【0022】減圧弁11は、バネ13で図示位置に弾支されたスプール14を備え、このスプール位置で、第1クラッチC1に通じている出力ポート15を入力ポート16と連通させ、該入力ポート16へのライン圧PLにより第1クラッチ作動圧Pcを上昇させるものとする。ここで、上記第1クラッチ作動圧Pcを上記バネ13か

ら遠い端部室17にフィードバックし、該第1クラッチ作動圧Pcの上昇につれてスプール14が押し戻されることにより、出力ポート15がドレンポート18と連通し、第1クラッチ作動圧Pcの上昇を制限するものとする。

【0023】一方で、上記バネ13が収納された側の端部室19には、デューティソレノイド12により決定された信号圧Psが供給される。このデューティソレノイド12には一定のバイロット圧Ppが入力され、駆動デューティDcの増大につれて信号圧Psが当該バイロット圧Ppと同じ値の最高値から徐々に低下するように構成されている。

【0024】上記減圧弁11は、上記のようにして決定された信号圧Psとバネ13のバネ力とを上記スプール14に対して図3中右方向へ受けると共に、該スプール14の端部室17にはフィードバックされる第3クラッチ作動圧Pcが作用する。そして、減圧弁11は、これら両方向の力のバランスするよう第3クラッチ作動圧Pcを調圧する。

【0025】この第3クラッチ作動圧Pcは、信号圧Ps、つまり、デューティソレノイド12の駆動デューティDcは、図5に示す締結圧指令値PAに対応するもので、変速制御コントローラ20により後記する手順で決定される。

【0026】第2ブレーキB2の作動圧PBを制御して、その締結制御を司る装置も、基本的には上記第1クラッチC1の締結制御装置と同様に構成されており、減圧弁21は、バネ23で図示位置に弾支されたスプール24を備え、このスプール位置で、第2ブレーキB2に連通している出力ポート25を入力ポート26と連通させ、該入力ポート26へのライン圧PLにより第2ブレーキB2の作動圧PBを上昇させるように構成されている。

【0027】ここで第2ブレーキ作動圧PBを、バネ23から遠い端部室27にフィードバックさせ、該第2ブレーキ作動圧PBの上昇につれてスプール24が押し戻されることにより、出力ポート25をドレンポート28と連通させ、第2ブレーキ作動圧PBの上昇を制限するように構成されている。

【0028】一方で、上記バネ23が収納された側の端部室29には、デューティソレノイド22により決定された信号圧Psが供給される。デューティソレノイド22には一定のバイロット圧Ppが入力され、駆動デューティDBの増大につれて信号圧Psを当該バイロット圧Ppと同じ値の最高値から徐々に低下させるように構成されている。

【0029】減圧弁21は、上記のようにして決定された信号圧Psと、バネ23のバネ力とをスプール24に対して図3中右方向へ受け、スプール24に対して逆方向には、端部室17にフィードバックされる第3クラッ

チ作動圧Pcを受ける。そして減圧弁21は、これら両方向の力のバランスするよう第3クラッチ作動圧Pcを調圧する。

【0030】この第3クラッチ作動圧Pcは、信号圧Ps、つまりデューティソレノイド22の駆動デューティDcは、図5に示す締結圧指令値PAに対応するもので、変速制御コントローラ20により後記する手順で決定される。

【0031】変速制御コントローラ20は、その他に第2クラッチC2及び第3クラッチC3並びに第1ブレーキB1を、同様な構成とした装置により締結制御するものとし、該変速制御コントローラ20には、自動変速機の前段における原動機としてのエンジンのスロットル開度TVO（エンジン負荷状態）を検出するスロットル開度センサ31からの信号と、変速機入力軸の回転数Niを検出する入力回転センサ32からの信号と、変速機出力軸の回転数Noを検出する出力回転センサ33からの信号と、制動力を検出できるブレーキセンサ34からの信号及びディファレンシャルギヤのリミテッドスリップデフ（LSD）の作動を検出できる車両旋回センサ35からの信号が夫々入力される。

【0032】次に、上記のように構成されてなる自動変速機の変速制御装置の作用を説明する。

【0033】変速制御コントローラ20は、センサ31で検出したスロットル開度TVOとセンサ33で検出した変速機出力回転数Noを基に、図示しない変速制御プログラムを実行して所定の変速制御を行う。つまり、スロットル開度TVOと変速機出力回転数No（車速）から、予め設定してある車速マップを基に現在の運転状態に適した要求変速段を決定し、この要求変速段が達成されるよう摩擦要素C1、C2、C3、B1、B2を選択的に締結させて、要求変速段への変速を行わせる。

【0034】尚、締結されるべき摩擦要素の締結圧を制御するにあたっては、図4に示す制御プログラムを実行して、例えば、図5に示すような時系列変化をもった締結圧指令値PAに対応するデューティソレノイドに駆動デューティとして与えるものとする。

【0035】図4においては、先ず、ステップ51において変速機入出力回転数Ni、Noを読み込み、次のステップで、変速指令瞬時t1（図5参照）からの経過時間をもとに、瞬時t2より前ブリチャージ中の入力側回転変化割合検出手段及び臨界圧保持中の入力側回転変化割合検出手段に相当する変速機入力回転数Niのサンプリング周期中における変化量ΔNi、つまり変速機入力回転数Niの変化割合を算出する（ステップ53）。

【0036】次に、ステップ54において、図5の瞬時t2及び瞬時t3間における臨界圧保持期間中であるか、ブリチャージ期間中のいずれかであるかを判定する。

【0037】ブリチャージ期間中であれば、ステップ5

3における算出と共にブリチャージ中の入力側回転変化割合検出手段により当該期間中における変速機入力回転変化割合 $\Delta N_i$ の平均値 $\Delta N_i(ave)$ を、例えば、図5に基づき算出する(ステップ55)と共に、ステップ56で締結圧指令値 $P_A$ を、図5の瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間に例示するようなブリチャージ用の値に定めてセットし、ステップ57で当該締結圧指令値 $P_A$ を、変速に際して締結すべき摩擦要素に係わるデューティソレノイド(例えば図3に示すソレノイド12, 22)に出力する。

【0038】上記ステップ54において、図5の瞬時 $t_2$ 及び瞬時 $t_3$ 間における臨界圧保持期間中であると判定する場合、入力側回転変化割合偏差演算手段に相当するステップ58において、上記ステップ55で求めたブリチャージ期間中における変速機入力回転変化割合 $\Delta N_i$ の平均値 $\Delta N_i(ave)$ と、ステップ53で求めた臨界圧保持期間中における変速機入力回転数 $N_i$ の変化割合 $\Delta N_i$ との偏差 $\Delta N_i(ave) - \Delta N_i$ (図5参照)を算出する。

【0039】次いで、入力側回転変化割合偏差積分手段に相当するステップ59において、当該 $\Delta N_i(ave) - \Delta N_i$ を $\Delta \Delta N_i \leftarrow \Delta \Delta N_i + [\Delta N_i(ave) - \Delta N_i]$ により数値積分する。

【0040】そして、当該臨界圧保持期間中は、ステップ60で締結圧指令値 $P_A$ を、図5の瞬時 $t_2 \sim t_3$ 間に例示するような臨界圧 $P_x$ を定めてセットし、ステップ57で当該締結圧指令値 $P_A$ を、変速に際して締結すべき摩擦要素に係わるデューティソレノイド(例えば図3に示すソレノイド12, 22)に出力する。

【0041】ステップ52において、ブリチャージ期間でもなく、臨界圧保持期間でもないと判断する場合、つまり図5の瞬時 $t_3$ 以後の締結圧フィードバック制御期間中であると判別する場合、制御をステップ61に進める。

【0042】ステップ61では、臨界圧保持期間直後であるか否かを判別し、この直後に1回だけ臨界圧修正手段に相当するステップ62の処理を実行した後、ステップ63に制御を進め、それ以後はステップ62をスキップしてステップ63に制御を進めるものとする。

【0043】先ず、ステップ63の処理を説明する。ここでは締結圧指令値 $P_A$ をフィードバック制御により決定する。つまり、図5に示すように、変速機入出力回転数 $N_i, N_o$ の比で表される実効ギヤ比 $N_i/N_o$ が変速ショックを生じない予定の態様で経時変化するように締結圧指令値 $P_A$ を決定し、ステップ57でこの締結圧指令値 $P_A$ を、変速に際して締結すべき摩擦要素に係わるデューティソレノイド(例えば図3に示すソレノイド12, 22)に出力する。

【0044】次に、締結圧保持期間直後に1回だけ実行されるステップ62の処理を説明する。この処理は上記

臨界圧 $P_x$ の学習制御である。

【0045】この臨界圧 $P_x$ が高すぎる場合、臨界圧保持期間中において摩擦要素が大きな締結力を発生し、図7に破線で示すようなトルクの引き込みに伴う減速感を乗員に与えて好ましくない。逆に、臨界圧 $P_x$ が低すぎる場合も、これが変速ショックの原因となる。従って、臨界圧 $P_x$ を一定に固定したのでは、摩擦要素を締結力が発生するぎりぎりの状態に制御することがほとんど不可能である。

10 【0046】そこで本形態例においては、臨界圧 $P_x$ が高すぎる場合、臨界圧保持期間中において変速機の入力回転数 $N_i$ の大きな低下を生じ、ステップ58で求めた入力回転偏差 $\Delta N_i(ave) - \Delta N_i$ が大きくなることから、ステップ59で求めた当該偏差の数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ が大きくなるので、ステップ62で当該入力回転偏差又はその数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ (図示例では後者)に応じて臨界圧 $P_x$ を上記の最適値となるように学習制御する。

【0047】つまり、ステップ62では、入力回転偏差の数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ に応じて予め図6に例示するように設定した臨界圧修正量 $\Delta P_x$ のテーブルデータを基に、数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ から臨界圧修正量 $\Delta P_x$ を検索する。ここで、図6のテーブルデータは、数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ を求めるに当たって生じる可能性のある誤差分を考慮した余裕代に対応する設定積分値 $\Delta \Delta N_i s$ よりも小さな数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ の領域における臨界圧修正量 $\Delta P_x$ を正の一定値 $P_{xs}$ とし、それ以上の数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ の領域では、臨界圧修正量 $\Delta P_x$ を $\alpha$ の勾配で絶対値が漸増する負の修正量とする。尚、上記勾配 $\alpha$

30 は、変速機の入力回転軸 $I/S$ (図2参照)に係わるトルクコンバータ $T/C$ の出力要素(タービンライナ)の慣性モーメントや、摩擦要素の締結容量や、遊星歯車の歯数や、入力回転数 $N_i$ のサンプリング回数等で決定される。

【0048】ステップ62では、さらに、上記のようにして検索した臨界圧修正量 $\Delta P_x$ だけ臨界圧 $P_x$ を、 $P_x \leftarrow P_x + \Delta P_x$ により修正し、次のステップ60での処理に資する。

【0049】よって臨界圧 $P_x$ は、図5に示す偏差 $\Delta N_i(ave) - \Delta N_i$ の数値積分値 $\Delta \Delta N_i$ を小さくして、臨界圧保持期間中における入力回転変化割合 $\Delta N_i$ をブリチャージ期間中における入力回転平均値 $\Delta N_i(ave)$ と一致させるように修正され、結果として、上記臨界圧 $P_x$ は、摩擦要素が締結力を発生するぎりぎりの最適値に持ち越されることになる。

【0050】このようにして学習制御による臨界圧 $P_x$ が、常時、上記最適値に制御されることになり、従来は、図7破線で示すように、臨界圧保持期間中に臨界圧が高すぎてトルクの引き込みを生じていたが、かかるトルクの引き込みを同図の $\beta$ 分だけ改善して、トルク波形

を実線で示すように、トルクの引き込みを生じないように制御することができるので、摩擦要素の締結時における変速ショックが大きくなるのを有効に防止することができる。

【0051】尚、この形態例では、図6に示すように、入力回転変化割合偏差の数値積分値 $\Delta\Delta N_i$ を求めるにあたって生じる可能性のある誤差分を考慮した余裕代に対応する設定積分値 $\Delta N_{is}$ よりも小さな数値積分値 $\Delta\Delta N_i$ の領域では、臨界圧修正量 $\Delta P_x$ を正の一定値 $\Delta P_{xs}$ としたことにより、以下の作用効果を達成することができる。

【0052】つまり、誤差分に相当する設定積分値 $\Delta\Delta N_{is}$ よりも小さな数値積分値 $\Delta\Delta N_i$ の領域では實際上、負の臨界圧修正量 $\Delta P_x$ を求めようとしても、これを求めることができない。

【0053】ところで、当該領域においては、とりあえず臨界圧修正量 $\Delta P_x$ を正の一定値 $\Delta P_{xs}$ をしたことにより、臨界圧 $P_x$ は摩擦要素の締結力を発生させる方向に修正されて、数値積分値 $\Delta\Delta N_i$ を、一旦、設定積分値 $\Delta\Delta N_{is}$ よりも大きな値にすることになる。従って、上記臨界圧の学習制御が可能となり、この学習制御が不能な状態が続くという弊害を解消することができる。

【0054】尚、図面には示さなかったが、スロットル開度 $TV_O$ が、図8に実線で示すように、プリチャージ中及び臨界圧保持中（ $t_1 \sim t_3$ 中）に設定開度 $TV_{OL}$ 及び $TV_{OU}$ 間の範囲内で変化する場合に限り、前記臨界圧の学習制御を実行させることとし、スロットル開度 $TV_O$ が、図8に破線で示すように、プリチャージ中及び臨界圧保持中（ $t_1 \sim t_3$ 中）に設定開度 $TV_{OL}$ 及び $TV_{OU}$ を越えて変化する場合は、図示しない運転負荷変化検知手段によりこれを検知し、同じく図示しない臨界圧修正禁止手段により前記臨界圧の学習制御を禁止することができる。

【0055】かかる設定範囲を超えたスロットル開度 $TV_O$ （原動機運転負荷）の変化があるときは、原動機出力トルクの変化に伴いプリチャージ中及び臨界圧保持中に生じる入力側回転数の変化に呼応して、前記臨界圧の修正が不要に行われ、臨界圧を不正確にするという問題を生ずる虞れが発生するが、本形態例では上記のように構成されているので、かかる問題の発生を確実に回避することができる。

【0056】次に、上記臨界圧の学習制御における禁止制御ステップを図9に基づき説明する。ステップ101では車両旋回角及び制動力の検出を行なう。ステップ102ではアップシフトであるかどうかの判断を行う。ステップ103ではスロットル開度の変化範囲が設定値以下であるかどうかの判断を行う。ステップ104では車両旋回角が設定値以下であるかどうかの判断を行う。ステップ105では制動力が設定値以下であるかどうかの

判断を行う。ステップ106では図4に示すリターンズプリング相当圧の学習補正制御を行う。

【0057】かかる構成において、例えば、車両旋回角が大きいたときには、ディファレンシャルギヤの作動に伴うフリクションが本形態例の学習区間において変化することによる入力軸トルク変化に影響を与えるため、そのまま学習補正を行うと誤学習となってしまう。また、ブレーキによる制動力発生後も同様に入力軸回転変化率に影響を与えるため、この制動力が学習区間において変化したとき誤学習となってしまう。このような誤学習を防止するため、本形態例では、ステップ104及び105により、これらの誤学習要因に対するパラメータを検出するように構成されている。

【0058】

【発明の効果】以上説明してきたように、この発明に係る自動変速機の変速制御装置によれば、入力トルクの変化だけではなく、出力軸から受ける影響を除去できる構成としたため、誤学習することなく、高精度に初期油圧を学習できるため、変速ショックが小さく、滑らかな変速制御を実現できる、という優れた効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の実施の一形態例に係る自動変速機の変速制御装置の全体構成を示すブロック図である。

【図2】同自動変速機の構成を示すスケルトン図である。

【図3】同自動変速機の油圧制御系の構成示す説明図である。

【図4】同変速制御装置の制御フローチャートである。

【図5】同変速制御装置におけるギヤ比、解放指令圧、締結指令圧及び入力軸回転変化率を示すタイムチャート図である。

【図6】同変速制御装置における入力軸回転変化率積算値と補正量との相関関係を示す図である。

【図7】同変速制御装置における実際の補正を与えることによる補正の影響を示す出力軸トルクのグラフである。

【図8】同変速制御装置におけるスロットル変化と学習領域との相関関係を示す説明図である。

【図9】同変速制御装置における臨界圧の学習制御禁止手段を示す制御フローチャートである。

【図10】同変速制御装置における制動力と旋回による影響と実際の入力軸回転との関係を示すタイムチャートである。

【図11】同変速制御装置における制動力と旋回による影響と実際の入力軸回転との関係を示した他のタイムチャートである。

【符号の説明】

B1、B2 ブレーキ

C1、C2、C3 第1乃至第3クラッチ

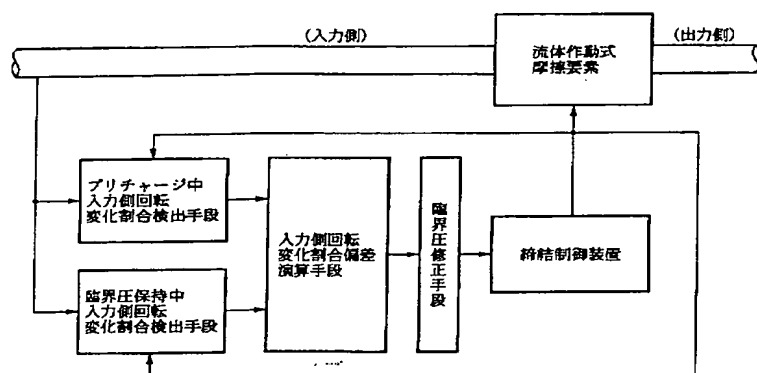
G1、G2 遊星歯車組

11

I/S 入力軸  
L/C ロックアップクラッチ  
O/S 出力軸  
OWC ワンウェイクラッチ  
T/C トルクコンバータ  
11, 21 減圧弁  
12, 22 デューティソレノイド

\*

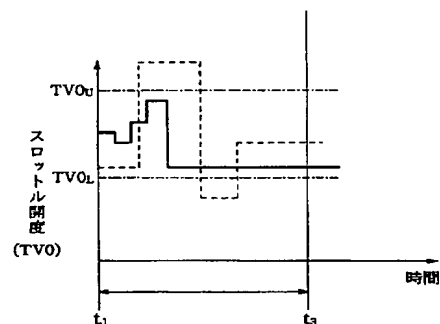
【図1】



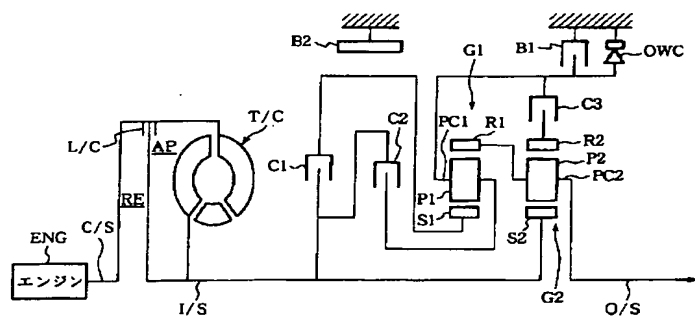
12

\* 20 変速制御コントローラ  
31 スロットル開度センサ  
32 入力回転センサ  
33 出力回転センサ  
34 ブレーキセンサ  
35 車両旋回センサ

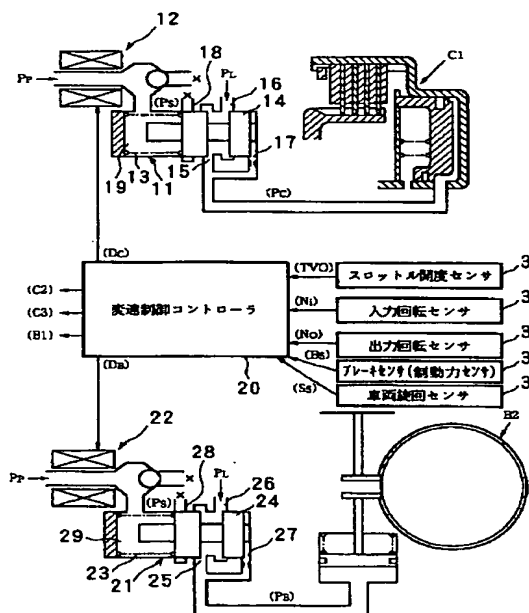
【図8】



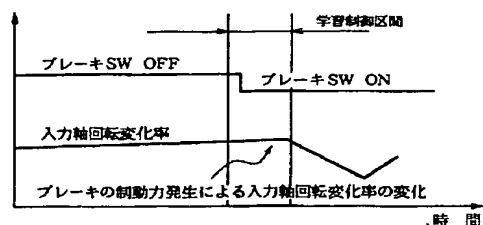
【図2】



【図3】

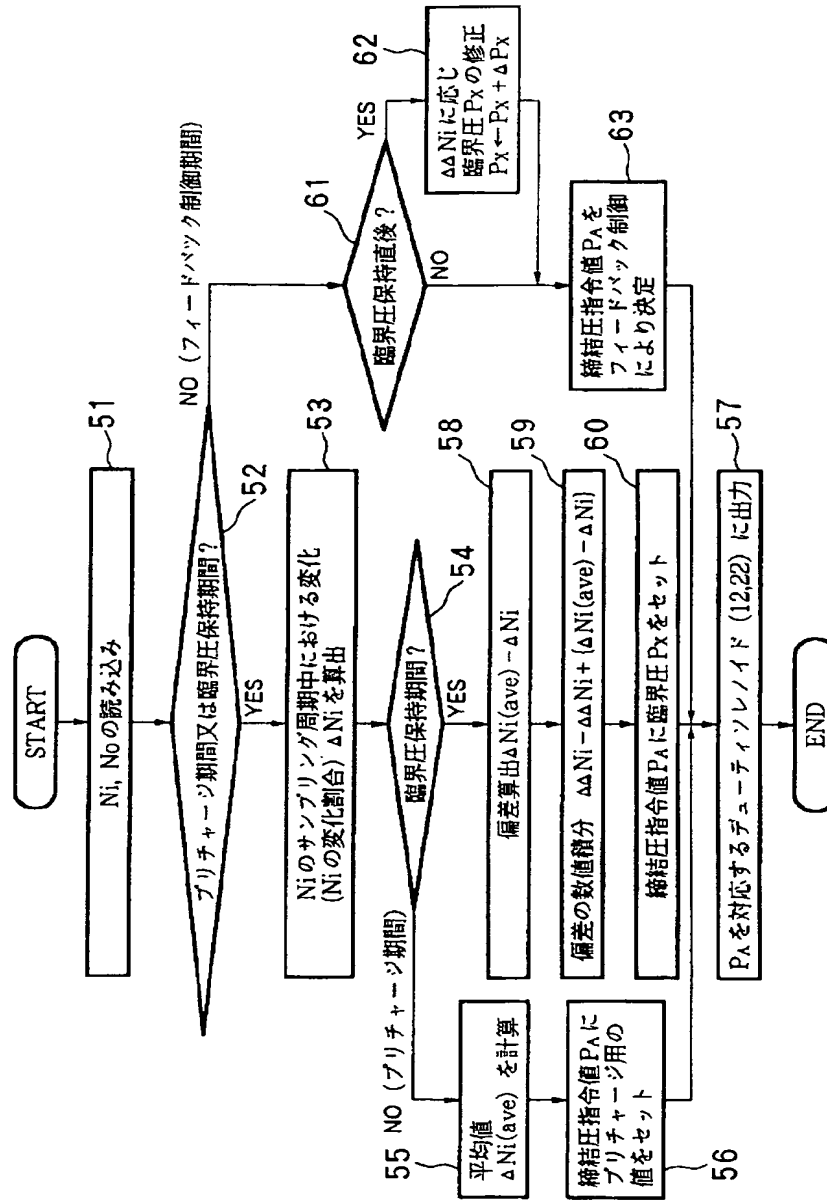


【図10】

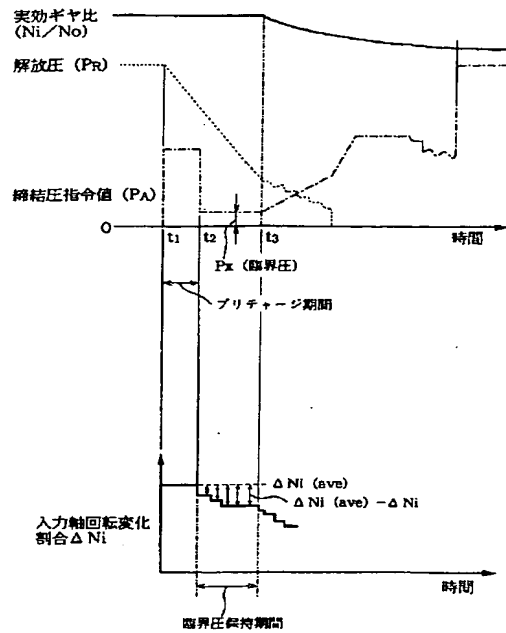




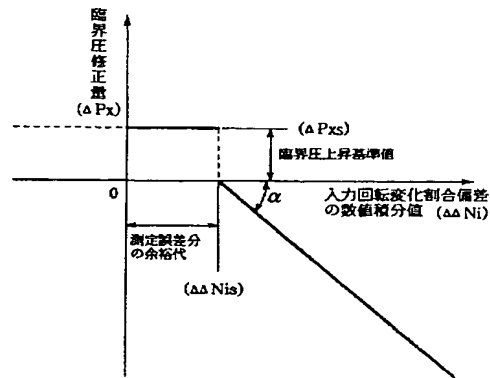
【図 4】



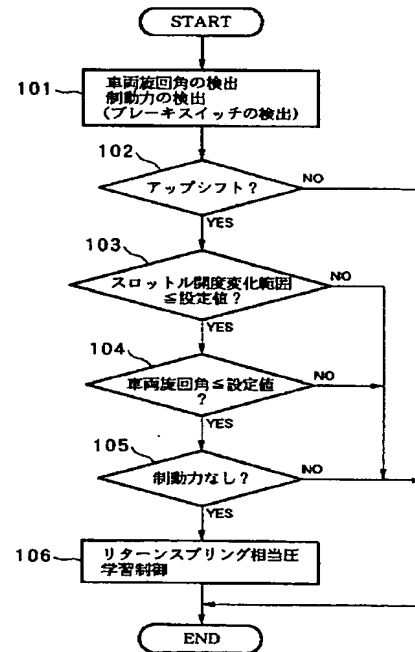
【図5】



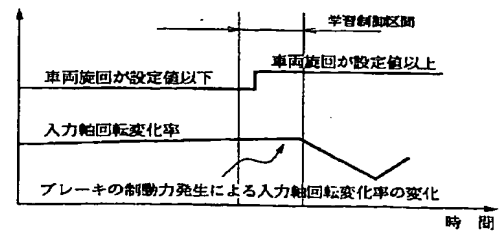
【図6】



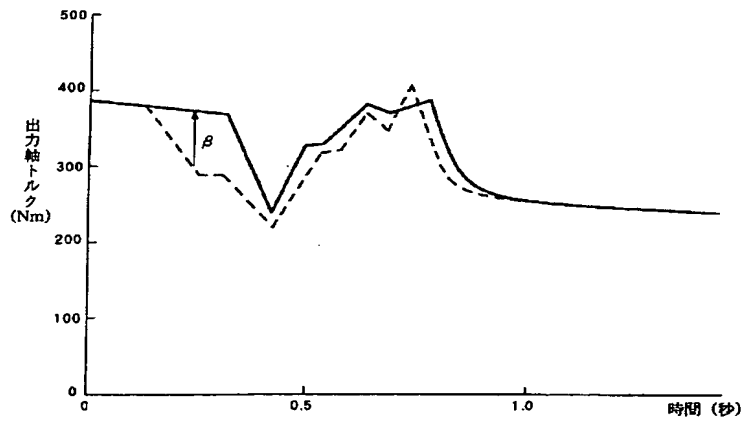
【図9】



【図11】



【図7】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>

F 1 6 H 59:58  
59:68

識別記号

弁内整理番号

F I

技術表示箇所